전달함수법을 이용한 SWATH선의 수중 음향 방사 해석

Analysis of Underwater Acoustic Radiation of SWATH vessel using Transfer Function Method

김 재 호*
Jae-Ho Kim

ABSTRACT

The good sea-keeping capability of the SWATH(Small Waterplane Area Twin Hull) ship has been attractive for research or surveillance vessels. Especially, for the naval ships accomplishing the underwater acoustic missions, it is necessary to access and minimize the underwater radiated noise level generated by the ships. Therefore, acoustic signature management and control are very important topics for these vessels. Underwater radiation pattern in the low frequency range is dominated by the tonals from the vibration of onboard machinery. In this work, the radiated noise level generated by the propulsion machine in the submerged hull is predicted using the transfer function technique and the hull transfer function for the submerged hull is determined by analyzing the longitudinal/circumferential stiffened infinitely long cylindrical shell and considering the empirical database of the previous vessels. It is confirmed that the transfer function technique can give useful information for identifying the noise source and estimating its contribution to the total radiatied noise level.

주요기술용어 : SWATH(반잠수쌍동형선체), Infinite Stiffened Cylindrical Shell(무한 보강 원통쉘), Hull Transfer Function(선체전달함수), Underwater Acoustic Radiation(수중음향방사)

1. 서 론

수중방사소음 예측은 선체를 건조하기에 앞서 반드시 수행되어야 하는 매우 중요한 음향학적인 검토이다. 수중방사소음 예측은 주요 소음원파악 및 설정된 설계목표 수준 검토뿐만 아니라, 설계 목표 수준달성을 위해 필요한 감소대책 수립 및 감소성능을 종합적으로 검토하고 도출하기 위하여 절대적으로 필요하다.

반잠수 쌍동형 선체(SWATH)는 우수한 내파성 및 조종성능으로 인하여 특수한 임무를 수행하기위한 해군함정이나 해양 탐사 및 조사선으로 널리 채택되고 있다. 본 연구의 대상 SWATH 선체는 좌우에 원통

* 국방과학연구소 제2체계개발본부

형 쉘 형상을 갖는 몰수선체로 구성되어있고, 수선(water line)상부에 위치한 발전기의 파워를 이용하여 수선하부의 몰수선체에 위치한 추진장비(propulsion machnine)를 작동시켜 프로펠러와 연결된 축을 회전시켜 추진하는 방식이다. 따라서 몰수선체에 위치한 추진 장비에 의한 방사소음 기여도에 대한 예측 및 검토가 필요하다.

전달함수 기법은 탑재 기계류의 진동에 의한 영향이 지배적으로 나타나는 주파수 대역의 수중방사소음 예측에 널리 사용되는 방법이다. 전달함수 기법의 핵심을 이루는 선체전달함수는 탑재 기계류의 진동에 의해 선체에 전달된 힘과 선체를 통하여 형성된 음장과의 상관 관계를 나타내는 함수로 선체의 수중방사 특성을 나타낸다.

일반적으로 수상함의 경우에 선체 전달함수는 무한 평판모델을 사용하고, 잠수함의 경우에는 보강 원통쉘을 사용하여 해석적인 결과를 도출하고 유사 함정의 실험적 데이터 베이스를 고려하여 최종적으로 도출되어진다. 잠수함의 경우에는 종방향 보강재를 갖지 않으나 SWATH 선은 종방향 및 원주방향 보강재를 갖는 몰수 원통형 쉘을 갖는 수상함에 해당된다. 이 경우에는 두 가지 방향 보강재의 영향을 모두 포함한 무한 원통쉘 모델을 이용하여 전달함수를 구할 수 있다.

무한 원통쉘의 진동 및 방사소음 특성의 공학적 유용성으로 인해 이에 대한 해석적 연구가 상당히 이루어져 왔다. 특히, 무한 원통쉘의 수중방사소음 특성에 관해서도 지속적인 연구가 되고있다. Burroughs는 Kennard의 쉘 방정식에 두 가지 종류의 주기적으로 반복되는 원주방향 보강재를 고려하여 쉘 내부의 점가진에 대한 수중방사 특성을 해석하였으며[1,2], Igus는 원주방향 보강재 및 내부 판넬 구조를 갖는 무한 원통쉘의 방사 특성에 대하여 Lagrange방정식을 기초로 하여 해석을 수행하였다[3]. 지금까지 무한 원통쉘의 방사소음 특성에 대한 보강재의 영향은 대부분 원주방향 보강재에 국한되어있다. 그러나, 본 연구의 대상인 SWATH선은 원주방향 보강재 뿐만 아니라, 선체의 길이방향으로 구조 강도를 증대 시키기 위해서 종방향 보강재를 사용하였다. 따라서, 종방향 보강재에 의한 몰수선체의 수중 방사소음 특성에 대한 해석 또한 필요하다. 본 연구에서는 Burroughs의 해석 방법을 기초로 하여 주기적으로 반복되는 원주방향 또는 종방향 보강재를 갖는 무한 원통쉘의 수중방사소음 해석을 수행하였으며, 실제 선체특성의 데이터 베이스를 고려하여 최종적으로 SWATH 선의 선체전달함수를 결정하였다.

전달함수기법은 선체 전달력 및 전달함수의 모델링에 따라 그 예측의 정확성과 신뢰성이 좌우된다. 따라서, 선체 전달력 및 전달함수 모델링에 필요한 주요 인자에 대한 정확한 해석 및 실험적 데이터 베이스는 매우 중요한 과제이다.

본 연구에서는 SWATH 선의 주요 소음원인 몰수선체 추진장비의 진동에 의한 수중방사소음 수준을 예측하였으며, 실제 측정 결과와의 비교를 통하여 추진전동기의 기여도를 분석하였으며, 전달함수 기법의 유용성을 확인할 수 있었다.

2. 무한 보강 원통쉘의 수중방사 특성

2.1 수학적모델링

2.1.1 쉘방정식

두가지 종류의 원주방향 및 종방향 보강재를 갖는 무한 원통쉘을 그림 1에 나타내었다. 다음과 같은 가

정하에서 외부 유체 효과(Fluid Loading)를 고려한 무한 보강 원통쉘의 운동 방정식을 유도하였다.

(1) 유체 내에서의 압력 및 쉘 표면에서 진동은 원통쉘의 중심에서 바깥 방향을 양의 값으로 선정하였다.

(2) Donnel-Mushitari의 Thin Cylindrical Shell Theory를 이용하였다.

(3) 쉘 가진력은 쉘내부의 한 점에 작용한다.

(4) 모든 보강재는 쉘에 작용하는 수직력 방향으로 쉘과 상호 작용하고, 전단력과 모멘트는 발생하지 않는다.

(5) 모든 하중 및 속도성분에 있어서 시간 의존성인 $e^{-j\omega t}$ 는 축약하였다.

위의 가정 하에 유도된 무한 보강 원통쉘의 운동 방정식은 다음과 같다[1,2,5].

$$\frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial x^2}+\frac{(1-\nu)}{2a^2}\frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial \phi^2}+\frac{(1+\nu)}{2a}\frac{\partial^2 \dot{v}}{\partial x \partial \phi}+\frac{\nu}{a}\frac{\partial \dot{w}}{\partial x}+k_p^2 \dot{u}=0 \qquad (1)$$

$$\frac{(1+\nu)}{2a}\frac{\partial^2 \dot{u}}{\partial x \partial \phi}+\frac{(1-\nu)}{2}\frac{\partial^2 \dot{v}}{\partial x^2}+\frac{1}{a^2}\frac{\partial^2 v}{\partial \phi^2}+\frac{1}{a^2}\frac{\partial w}{\partial \phi}+k_p^2 \dot{v}=0 \qquad (2)$$

$$\frac{\nu}{a}\frac{\partial \dot{u}}{\partial x}+\frac{1}{a^2}\frac{\partial \dot{v}}{\partial \phi}+\frac{1}{a^2}\dot{w}+\chi\left(a^2\frac{\partial^4 \dot{w}}{\partial x^4}+2\frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial \phi^2}+\frac{1}{a^2}\frac{\partial^4 \dot{w}}{\partial \phi^4}\right)-k_p^2 \dot{w}$$

$$=-\frac{i\omega}{\rho C_l^2 h}[f_a-p_f-p_{r1}-p_{r2}-p_{b1}-p_{b2}] \qquad (3)$$

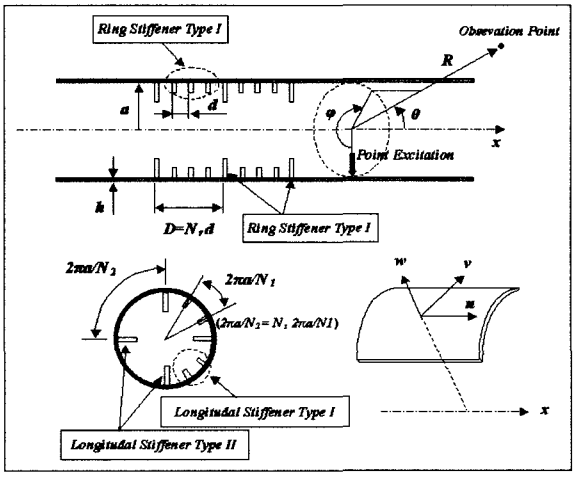
여기서,

$$\chi=\frac{h^2}{12a^2},\quad k_p=\frac{\omega}{C_l},\quad C_l=\sqrt{\frac{E}{\rho(1-\nu^2)}} \qquad (4)$$

이다.

그림 1과 식 (1), (2) 및 (3) 에서 $\dot{u}$, $\dot{v}$, $\dot{w}$는 각각 축방향 쉘 속도, 원주방향 쉘 속도, 반경방향 쉘 속도 성분, a는 원통쉘의 반경, h는 원통의 밀도, ρ는 원통쉘의 밀도, E는 원통쉘의 탄성계수, ν는 원통쉘의 프와송 비(Poisson's ratio), f_a는 단위 면적당 가진력, f_f는 외부 유체의 부가력, f_{r1}는 원주방향 보강재 Type Ⅰ의 반발력, f_{r2}는 원주방향 보강재 Type Ⅱ의 반발력, f_{b1}는 종방향 보강재 Type 1의 반발력, f_{b2}는 종방향 보강재 Type Ⅱ의 반발력을 각각 나타낸다.

그림 1에서 Ring Stiffener Type Ⅰ은 길이 방향으로 간격 d로 반복되는 원주방향 보강재, Ring Stiffener Type Ⅱ는 간격 $D(=N_r d)$로 반복되는원주방향 보강재, Longitudinal Stiffener Type Ⅰ은 원주방향으로 $2\pi a/N_1$ 간격으로 반복되는 종방 향 보강재, Longitudinal Stiffener Type Ⅱ는 간격 $2\pi a/N_2 (2\pi a/N_2 = N_b 2\pi a/N_1)$로 반복되는 종방향 보강재를 각각 나타낸다.



[그림 1] Infinite Cylindrical Shell with Doubly Periodic Circumferential or Longitudinal Stiffeners

위의 식 (1), (2), (3)에 식 (5), (6)으로 정의되는 공간 푸리에 변환(Spatial Fourier Transform)을 적용하면 식 (7), (8), (9)로 표현된다.

$$F(k,\phi)=\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}f(x,\phi)e^{-ikx}dx \tag{5}$$

$$f(x,\phi)=\int_{-\infty}^{\infty}F(k,\phi)e^{ikx}dk \tag{6}$$

$$(\Omega^2-\alpha^2)\dot{U}+\frac{(1-\nu)}{2}\frac{\partial^2\dot{U}}{\partial\phi^2}+i\alpha\frac{(1+\nu)}{2}\frac{\partial\dot{V}}{\partial\phi}+i\alpha\nu\frac{\partial\dot{W}}{\partial x}=0 \tag{7}$$

$$\frac{i\alpha(1+\nu)}{2}\frac{\partial\dot{U}}{\partial\phi}+\left\{\Omega^2-\alpha^2\frac{(1-\nu)}{2}\right\}\dot{V}+\frac{\partial^2\dot{V}}{\partial\phi^2}+\frac{\partial\dot{W}}{\partial\phi}=0 \tag{8}$$

$$i\alpha\nu\dot{U}+\frac{\partial\dot{V}}{\partial\phi}+(1-\Omega^2)\dot{W}+\chi\left(\frac{\partial^2}{\partial\phi^2}-\alpha^2\right)^2\dot{W}$$
$$=-\frac{i\omega a^2}{\rho C_l^{\,2}h}[F_a-P_f-P_{r1}-P_{r2}-P_{b1}-P_{b2}] \tag{9}$$

위의 식에서 $\alpha=ka$, $\Omega=k_pa$ 이다.

각 방향 속도성분과 하중의 공간 푸리에 변환 결과식에서 일반해를 원주 방향에 대하여 주기적인 함수를 이용하여 표현하면 다음과 같이 표현된다.

$$\dot{U}(k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}\dot{U}(n,k)e^{in\phi} \tag{10}$$

$$\dot{V}(k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}\dot{V}(n,k)e^{in\phi} \tag{11}$$

$$\dot{W}(k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n,k)e^{in\phi} \tag{12}$$

$$F_a(k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}F(n,k)e^{in\phi} \tag{13}$$

$$P_f(k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}P^f(n,k)e^{in\phi} \tag{14}$$

$$P_{r1}(k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}P^{r1}(n,k)e^{in\phi} \tag{15}$$

$$P_{r2}(k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}P^{r2}(n,k)e^{in\phi} \tag{16}$$

$$P_{b1}(k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}P^{b1}(n,k)e^{in\phi} \tag{17}$$

$$P_{b2}(k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}P^{b2}(n,k)e^{in\phi} \tag{18}$$

식 (10)~(18)을 식 (7)~(9)에 대입하고 임피던스 개념을 도입하여 반경 방향의 속도 $\dot{W}(n,k)$에 대하여 정리하면 다음과 같이 표현된다.

$$Z^s(n,k)\dot{W}(n,k)=F(n,k)-P^f(n,k)$$
$$-P^{r1}(n,k)-P^{r2}(n,k)$$
$$-P^{b1}(n,k)-P^{b2}(n,k) \tag{19}$$

여기서 n은 보강재의 원주방향 모드 차수이고, $Z^s(n,k)$는 무한 원통쉘의 구조 임피던스로 다음의 식 (20)과 같이 표현된다.

$$Z^s(n,k)=\frac{i\rho c_l^{\,2}h}{\omega a^2}\left[-\Omega^2+\chi(n^2+\alpha^2)^2\right.$$
$$\left.+\frac{\alpha^2(1-\nu^2)\left\{\alpha^2\frac{(1-\nu)}{2}-\Omega^2\right\}-\Omega^2\left\{\frac{(1-\nu)}{2}(n^2+\alpha^2)-\Omega^2\right\}}{\left\{\Omega^2+\frac{(1-\nu)}{2}(n^2+\alpha^2)\right\}\left\{\Omega^2-(n^2+\alpha^2)\right\}}\right] \tag{20}$$

2.1.2 쉘에 작용하는 외력

원통쉘 내부에 탑재될 기계류의 진동에 의한 외력

을 원통쉘 내부면 (x_0,ϕ_0) 지점에서 쉘 면에 수직으로 작용하는 크기 F_e를 갖는 점 가진력으로 가정하면 다음과 같다.

$$f_a(x,\phi)=F_e\delta(x-x_0)\sum_{n=-\infty}^{\infty}\delta\{a[\phi-(\phi_0+2n\pi)]\} \tag{21}$$

위의 식을 방향 좌표계 x에 대하여 푸리에 변환하고 프와송 합공식(Poisson's Summation Formulae)을 이용하면 다음과 같다.

$$F_a(k,\phi)=\frac{F_e e^{-ikx_0}}{(2\pi)^2 a}\sum_{n=-\infty}^{\infty}e^{in(\phi-\phi_0)} \tag{22}$$

식 (22)에서 식 (13)의 $F(n,k)$은 다음과 같다

$$F(n,k)=\frac{F_e}{(2\pi)^2 a}e^{-i(kx_0+n\phi_0)} \tag{23}$$

2.1.3 유체 하중(Fluid Loading)

Fluid Loading효과를 나타내는 $P^f(n,k)$는 원통쉘 주위의 음장(acoustic pressure field) 식을 이용하여 구할 수 있다. 원통쉘 주위의 음장은 다음의 Helmholtz 방정식을 만족하다.

$$\nabla^2 p_f+k_0^2 p_f=0 \tag{24}$$

여기서, $\nabla^2=\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial\phi^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial}{\partial r}\right)+\frac{\partial^2}{\partial x^2}$ 이고, $k_0^2=\frac{\omega}{c_0}$로 원통쉘 주위 매질 내에서의 음향 파수(acoustic wavenumber)이다. 식 (24)를 길이 방향 좌표계 x에 대하여 공간 푸리에 변환하면 다음과 같다.

$$\left[\frac{1}{r^2}\frac{\partial^2}{\partial\phi^2}+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial}{\partial r}\right)+(k_0-k)^2\right]P_f=0 \tag{25}$$

식 (25)의 일반해는 다음과 같다.

$$P_f(r,k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}A_n H_n^{(1)}[(k_0^2-k^2)^{1/2}r]e^{in\phi} \tag{26}$$

여기서 $H_n^{(1)}$는 n차 1종 Hankel 함수이다.

원통쉘 표면에서 쉘 운동과 음압과의 연속조건을 적용하면, 식 (26)의 A_n은 다음과 같이 표현된다.

$$A_n=\frac{i\rho_0\omega\dot{W}(n,k)}{(k_0^2-k^2)^{1/2}H_n^{(1)\prime}[(k_0^2-k^2)^{1/2}a]} \tag{27}$$

$r=a$에서 원통쉘 표면 임피던스(Surface Impedance) $Z^f(n,k)$를 도입하여 정리하면 유체 하중은 다음과 같이 표현된다.

$$P_f(a,k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}Z^f(n,k)\dot{W}(n,k)e^{in\phi} \tag{28}$$

여기서,

$$Z^f(n,k)=\frac{i\rho_0\omega H_n^{(1)}[(k_0^2-k^2)^{1/2}a]}{(k_0^2-k^2)^{1/2}H_n^{(1)\prime}[(k_0^2-k^2)^{1/2}a]}$$ 이고, $H_n^{(1)\prime}$는 $H_n^{(1)}$의 argument에 대한 1차 미분을 의미한다. 따라서 식 (14)의 $P^f(n,k)$는 식 (28)로 부터 다음과 같이 표현된다.

$$P^f(n,k)=Z^f(n,k)\dot{W}(n,k) \tag{29}$$

2.1.4 원주방향 보강재에 의한 반력

그림 1에서 원통쉘 내부면에 일정한 가격 d로 부착되는 원주방향 보강재를 고려할 경우, 보강재에 의한 공간 주기적 반발력은 다음과 같은 무한 급수로 표현될 수 있다.

$$p_{r1}(x,\phi)=\bar{p}_{r1}(\phi)\sum_{m=-\infty}^{\infty}\delta(x-md) \tag{30}$$

보강재의 형태를 보(beam)로 가정할 경우, 원형 링(circular ring)으로 해석할 수 있으며, 원형 링 형태의 보강재에 의한 구속력을 표현하기 위하여 운동 방정식을 정리하면 다음과 같이 주어진다[4].

$$\frac{E_r A_r h_r^2}{12a^4}\left(\frac{\partial^2\tilde{v}}{\partial\phi^2}-\frac{\partial^3\tilde{w}}{\partial\phi^3}\right)+\frac{E_r A_r}{a^2}\left(\frac{\partial^2\tilde{v}}{\partial\phi^2}+\frac{\partial\tilde{w}}{\partial\phi}\right)-\rho_r A_r\frac{\partial^2\tilde{v}}{\partial t^2}=0 \tag{31}$$

$$-\frac{E_r A_r h_r^2}{12a^4}\left(\frac{\partial^3\tilde{v}}{\partial\phi^3}-\frac{\partial^4\tilde{w}}{\partial\phi^4}\right)+\frac{E_r A_r}{a^2}\left(\frac{\partial\tilde{v}}{\partial\phi}+\tilde{w}\right)+\rho_r A_r\frac{\partial^2\tilde{w}}{\partial t^2}=\bar{p}_{r1} \tag{32}$$

여기서 $\tilde{v}$, $\tilde{w}$는 각각 보강재의 원주방향 변위, 반경방향 변위, h_r은 보강재 높이, ρ_r은 보강재 재료밀도, A_r은 보강재 단면적이다. 보강재가 원통쉘에 수직력만으로 작용하고 원주방향의 힘은 작용하지 않는다면 식 (31), (32)는 아래의 식으로 간략화 된다.

$$\frac{E_r A_r h_r^2}{12a^4}\left(\frac{\partial^4\tilde{w}}{\partial\phi^4}+2\frac{\partial^2\tilde{v}}{\partial\phi^2}+\tilde{w}\right)+\rho_r A_r\frac{\partial^2\tilde{w}}{\partial t^2}=-\bar{p}_{r1}(\phi) \tag{33}$$

식 (33)을 속도의 형태로 표현하고, 원통쉘 해석에 이용된 방법으로, $\dot{\tilde{w}}(\phi)$의 일반해 및 $\bar{p}_{r1}(\phi)$를 식 (34), (35)와 같이 주기함수 형태로 가정하면 식 (33)은 식 (36)과 같이 표현된다.

$$\dot{\tilde{w}}(\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}\dot{\tilde{w}}(n)e^{in\phi} \tag{34}$$

$$\bar{p}_{r1}(\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}\bar{p}^{r1}(n)e^{in\phi} \tag{35}$$

$$\left\{\frac{h_r^2}{12a^2}(n^2-1)^2-\Omega'^2\right\}\dot{\tilde{w}}(n)=-\frac{i\omega a^2}{\rho_r C_l'^2 A_r}\bar{p}^{r1}(n) \tag{36}$$

여기서 C_l'은 보강재에서 종파 속도(longitudinal wave speed), $\Omega'=a\omega C_l'$이다. 보강재의 반경 방향 속도와 반발력을 임피던스를 이용하여 표현하면 다음과 같다.

$$\bar{p}^{r1}(n)=Z^{r1}(n)\dot{\tilde{w}}(n) \tag{37}$$

$$Z^{r1}(n)=\frac{i\rho_r C_l'^2 A_r}{\omega a^2}\left\{\frac{h_r^2}{12a^2}(n^2-1)^2-\Omega'^2\right\} \tag{38}$$

위의 표현식들은 직사각형 단면 형상의 보강재에 대한 식으로 보강재의 단면이 T형 또는 L형의 일반적인 단면형상을 가질 경우, 등가의 관성 모멘트를 갖는 직사각형 단면 보로 가정하고 식 (38)의 임피던스에 적용하여 해석되어질 수 있다.

식 (30), (35), (37)을 이용하여 원주방향 보강재의 반발력을 표현하면 다음과 같다.

$$p_{r1}(x,\phi)=\sum_{m=-\infty}^{\infty}\sum_{n=-\infty}^{\infty}Z^{r1}(n)\dot{\tilde{w}}(n)e^{in\phi}\delta(x-md) \tag{39}$$

위의 식을 길이방향 좌표계 x에 대하여 공간 푸리에 변환을 하면 다음과 같다.

$$P_{r1}(k,\phi)=\frac{1}{2\pi}\sum_{m=-\infty}^{\infty}\sum_{n=-\infty}^{\infty}Z^{r1}(n)\dot{\tilde{w}}(n)e^{in\phi}e^{-ikmd} \tag{40}$$

보강재가 부착된 지점 $x=md$에서 원통쉘의 반경방향 속도와 원주방향 보강재의 반경방향 속도의 연속조건을 이용하면 보강재의 반경방향 반발력을 원통쉘의 반경방향 속도로 표현할 수 있다. 반경방향 속도의 연속조건은 다음과 같다.

$$\dot{\tilde{w}}(n)=\dot{w}(n,md)=\int_{-\infty}^{\infty}\dot{W}(n,k')\,e^{ik'md}dk' \tag{41}$$

식 (41)의 양변에 e^{-ikmd}를 취하고 프와송의 합공식을 적용하면 다음과 같이 표현된다

$$\sum_{m=-\infty}^{\infty}\dot{\tilde{w}}(n)e^{-ikmd}=k_d\sum_{m=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n,k-mk_d) \tag{42}$$

여기서 $k_d=2\pi/d$ 이다.

식 (42)를 이용하여 식 (40)을 정리하면 원주방향 보강재의 반발력을 다음과 같이 표현할 수 있다

$$P_{r1}(k,\phi)=\frac{k_d}{2\pi}\sum_{n=-\infty}^{\infty}Z^{r1}(n)e^{in\phi}\sum_{m=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n,k-mk_d) \tag{43}$$

식 (15)와 (43)에서 $P^{r1}(n,k)$은 다음과 같다.

$$P^{r1}(n,k)=\frac{k_d}{2\pi}Z^{r1}(n)\sum_{m=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n,k-mk_d) \tag{44}$$

그림 1에서 원통쉘 내부면에 일정한 간격 $D=N_r d$로 부착되는 원주방향 보강재를 고려할 경우, 위의 해석 과정을 그대로 적용하면 $P^{r2}(n,k)$를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P^{r2}(n,k)=\frac{k_D}{2\pi}\left(Z^{r2}(n)-Z^{r1}(n)\right)\sum_{q=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n,k-qk_D) \tag{45}$$

여기서 $Z^{r2}(n)$은 간격 D로 부착되는 원주방향 보강재의 임피던스, $k_D=2\pi/D$ 이다.

간격 D로 부착되는 원주방향 보강재의 위치에서는 간격 d로 부착되는 보강재는 위치하지 않는다. 따라서 식 (44)로 나타나는 간격 d로 부착되는 보강재의 반발력에서 간격 D 위치에서의 반발력을 제외시키기 위해서 식 (45)에서 임피던스 항이 $Z^{r2}(n)-Z^{r1}(n)$으로 표현되었다.

2.1.5 종방향 보강재에 의한 반력

그림 1에서 원통쉘 내부에 원주 방향으로 $2\pi/N_1$ 간격으로 부착되는 N_1개의 종방향 보강재 중 j번째 보강재에 의한 공간 주기적 반발력을 $f_j^b(x,\phi)$라고 하면, 이 힘은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$f_j^b(x,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}q_j^b(x)\delta[a\{\phi-(\phi_j+2\pi n)\}] \tag{46}$$

여기서 $\phi_j=2\pi(j-1)/N_1$ 이다.

위의 식 (46)을 x에 대하여 공간 푸리에 변환하고 프와송의 합공식을 적용하면 다음과 같다.

$$F_j^b(k,\phi)=\sum_{n=-\infty}^{\infty}\frac{Q_j^b(k)}{2\pi a}e^{-in\phi_j}e^{in\phi} \tag{47}$$

식 (47)로 부터 원주방향 n차 모드에 대한 반발력은 다음과 같다.

$$F_j^b(n,k)=\frac{Q_j^b(k)}{2\pi a}e^{-in\phi_j} \tag{48}$$

종방향 보강재를 보로 가정할 경우, 보강재에 의한 구속력을 표현하기 위한 운동방정식은 다음과 같다.

$$q_j^b(x)=E_j^bI_j^b\frac{\partial^4 w_j^b(x)}{\partial x^4}+\rho_j^bA_j^b\frac{\partial^2 w_j^b(x)}{\partial t^2} \tag{49}$$

여기서 $w_j^b(x)$는 종방향 보강재의 반경방향 변위이다. 식 (49)에서 변위를 속도 형태로 표현하고, 길이 방향 좌표계 x에 대하여 공간 푸리에 변환을 하면 다음과 같다.

$$Q_j^b(k)=Z_j^{b1}(k)\dot{W}_j^b(k) \tag{50}$$

$$Z_j^{b1}(k)=\frac{E_j^b I_j^b k^4-\rho_j^b A_j^b \omega^2}{-\omega i} \tag{51}$$

식 (48)에 식 (50)을 대입하면 다음과 같다.

$$F_j^b(n,k)=\frac{Z_j^{b1}(k)}{2\pi a}\dot{W}_j^b(k)e^{-in\phi_j} \tag{52}$$

보강재가 부착된 지점 ϕ_j에서 원통쉘과 종방향 보강재의 반경방향 속도의 연속조건은 다음과 같다.

$$\dot{W}_j^b(k)=\dot{W}(k,\phi_j)=\sum_{n'=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n',k)e^{in'\phi_j} \tag{53}$$

식 (53)을 식 (52)에 대입하면 j번째 보강재의 반발력을 아래의 식 (54)와 같이 원통쉘의 반경방향 속도로 표현할 수 있다.

$$F_j^b(n,k)=\frac{Z_j^{b1}(k)}{2\pi a}\sum_{n'=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n',k)e^{i(n'-n)\phi_j} \tag{54}$$

전체 N_1개의 종방향 보강재에 의한 반발력은 다음과 같다.

$$\begin{aligned}P^{b1}(n,k)&=\sum_{j=1}^{N_1}F_j^b(n,k)\\&=\sum_{j=1}^{N_1}\frac{Z_j^{b1}(k)}{2\pi a}\sum_{n'=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n',k)e^{i(n'-n)\phi_j}\end{aligned} \tag{55}$$

전체 N_1개가 동일한 보강재이면 식 (55)는 다음과 같다.

$$P^{b1}(n,k)=\frac{Z^{b1}(k)}{2\pi a}\sum_{j=1}^{N_1}\sum_{n'=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n',k)e^{i(n'-n)\frac{2\pi}{N_1}(j-1)} \tag{56}$$

식 (56)에서 n차 원주방향 모드차수에 대하여 $n'-n$이 N_1의 정수배인 경우와 그렇지 않은 경우로 나누어서 $\sum_{n'=-\infty}^{\infty}$의 전개가 가능하다.

$$\begin{aligned}P^{b1}(n,k)=\frac{Z^{b1}(k)}{2\pi a}\Bigg(&\sum_{\substack{n'=-\infty\\ n'-n=-mN_1}}^{\infty}\sum_{j=1}^{N_1}\dot{W}(n',k)e^{i(n'-n)\frac{2\pi}{N_1}(j-1)}\\&+\sum_{\substack{n'=-\infty\\ n'-n\neq-mN_1}}^{\infty}\sum_{j=1}^{N_1}\dot{W}(n',k)e^{i(n'-n)\frac{2\pi}{N_1}(j-1)}\Bigg)\end{aligned} \tag{57}$$

여기서 m는 정수이다.

식 (57)에서 $n'-n$이 N_1의 정수배인 경우에는 괄호 속의 첫번째 항은 $n'=n-mN_1$에 해당되는 원주방향 모드만 값만 N_1번 합을 취한 값을 가지고 나머지는 사라진다. 즉, 식 (57)의 첫번째 항은 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}\sum_{\substack{n'=-\infty\\ n'-n=-mN_1}}^{\infty}\sum_{j=1}^{N_1}\dot{W}(n',k)e^{i(n'-n)\frac{2\pi}{N_1}(j-1)}&=\sum_{m=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n-mN_1,k)\sum_{j=1}^{N_1}e^{-im2\pi(j-1)}\\&=N_1\sum_{m=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n-mN_1,k)\end{aligned} \tag{58}$$

식 (57)에서 $n'-n$이 N_1의 정수배가 아닌 경우에는 즉, 괄호 속의 두번째 항은 모두 사라진다. 따라서 식 (57)은 다음과 같이 표현된다.

$$P^{b1}(n,k)=\frac{N_1}{2\pi a}Z^{b1}(k)\sum_{m=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n-mN_1,k) \tag{59}$$

그림 1에서 원통쉘 내부면에 일정한 간격 $2\pi/N_2$ ($N_1=N_sN_2$)로 부착되는 종방향 보강재를 고려할 경우, 위의 해석 과정을 그대로 적용하면 $P^{b2}(n,k)$를 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$P^{b2}(n,k)=\frac{N_2}{2\pi a}\left(Z^{b2}(k)-Z^{b1}(k)\right)\sum_{q=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n-qN_2,k) \tag{60}$$

여기서 임피던스항이 $\left(Z^{b2}(k)-Z^{b1}(k)\right)$으로 표현된 것은 $2\pi/N_2$ 간격으로 부착되는 종방향 보강재의 위치에서 $2\pi/N_1$ 간격으로 부착되는 종방향 보강재의 반발력을 제외함을 나타낸다. 일반단면의 경우에도 등가의 직사각형 단면 보로 가정하여 식 (51)의 임피던스에 적용 가능하다.

2.1.6 수중방사 음압

식 (19)에 식 (29), (44), (45), (59) 및 (60)을 대입하고 정리하면 다음과 같이 된다.

$$\begin{aligned}\dot{W}(n,k) &= Y(n,k)F(n,k)\\ &-Y(n,k)\frac{k_d}{2\pi}Z^{r1}(n)\sum_{m=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n,k-mk_d)\\ &-Y(n,k)\frac{k_D}{2\pi}\left(Z^{r2}(n)-Z^{r1}(n)\right)\sum_{q=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n,k-qk_D)\\ &-Y(n,k)\frac{N_1}{2\pi a}Z^{b1}(k)\sum_{s=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n-sN_1,k)\\ &-Y(n,k)\frac{N_2}{2\pi a}\left(Z^{b2}(k)-Z^{b1}(k)\right)\sum_{t=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n-tN_2,k)\end{aligned} \quad (61)$$

여기서 $Y(n,k)=\left\{Z^s(n,k)+Z^f(n,k)\right\}^{-1}$ 이고, m,q,s,t 는 각각 정수이다.

식 (61)로부터 $\dot{W}(n,k)$ 이 주어지면, 식 (27) 및 (28)로 부터 보강 원통쉘 주의의 음장은 다음과 같이 주어진다.

$$P_f(r,k,\phi)=i\rho_0\omega\sum_{n=-\infty}^{\infty}\frac{\dot{W}(n,k)H_n^{(1)}[(k_0^2-k^2)^{1/2}r]e^{in\phi}}{(k_0^2-k^2)^{1/2}H_n^{(1)'}[(k_0^2-k^2)^{1/2}a]} \quad (62)$$

원거리 음장 조건(Far-Field Condition)을 이용하고, Stationary Phase Method에 의해 식 (62)를 역공간 푸리에 변환(Inverse Spatial Fourier Transform)을 하면 무한 보강 원통쉘에 의한 수중방사소음의 크기는 다음과 같이 표현된다[1].

$$P(R,\phi,\theta)=\left|\frac{2\rho_0c_0}{R\sin\theta}\sum_{n=-\infty}^{\infty}\frac{\dot{W}(n,k_0\cos\theta)e^{in\phi}(-i)^n}{H_n^{(1)'}[k_0a\sin\theta]}\right| \quad (63)$$

2.1.7 원통쉘의 반경방향 속도

두 가지 종류의 주기적으로 반복되는 원주방향 보강재를 갖는 무한 원통쉘의 경우 식 (61)은 다음과 같이 간략화된다.

$$\begin{aligned}\dot{W}(n,k) &= Y(n,k)F(n,k)\\ &-Y(n,k)\frac{k_d}{2\pi}Z^{r1}(n)\sum_{m=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n,k-mk_d)\\ &-Y(n,k)\frac{k_D}{2\pi}\left(Z^{r2}(n)-Z^{r1}(n)\right)\sum_{q=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n,k-qk_D)\end{aligned} \quad (64)$$

다음의 식 (65)와 식(66)과 같은 연산자를 정의하고, 식 (64)에 적용하면, 두 가지 종류의 주기적으로 반복되는 원주방향 보강재를 갖는 무한 원통쉘의 반경방향속도 $\dot{W}(n,k)$ 는 다음과 같다[1].

$$S_d\{A(n,k)\}=\frac{k_d}{2\pi}\sum_{m=-\infty}^{\infty}A(n,k-m\,k_d) \quad (65)$$

$$S_D\{A(n,k)\}=\frac{k_D}{2\pi}\sum_{q=-\infty}^{\infty}A(n,k-q\,k_D) \quad (66)$$

$$\begin{aligned}\dot{W}(n,k)=Y(n,k)\Bigg[&F(n,k)-Z^{r1}(n)\frac{S_d\{Y(n,k)F(n,k)\}}{1+Z^{r1}(n)S_d\{Y(n,k)\}}\\ &-\frac{Z^{r2}(n)-Z^{r1}(n)}{1+Z^{r1}(n)S_d\{Y(n,k)\}}\left(\frac{1}{N_r}\sum_{q=0}^{N_r-1}\frac{S_d\{Y(n,k-qk_D)F(n,k-qk_D)\}}{1+Z^{r1}(n)S_d\{Y(n,k-qk_D)\}}\right)\\ &\Bigg/\left(1+\frac{Z^{r2}(n)-Z^{r1}(n)}{N_r}\sum_{q=0}^{N_r-1}\frac{S_d\{Y(n,k-qk_D)\}}{1+Z^{r1}(n)S_d\{Y(n,k-qk_D)\}}\right)\Bigg]\end{aligned} \quad (67)$$

한편, 두 가지 종류의 주기적으로 반복되는 종방향 보강재를 갖는 무한 원통쉘의 반경방향속도는 다음과 같이 간략화된다.

$$\begin{aligned}\dot{W}(n,k) &= Y(n,k)F(n,k) \\ &- Y(n,k)\frac{N_1}{2\pi a}Z^{b1}(k)\sum_{m=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n-mN_1,k) \\ &- Y(n,k)\frac{N_2}{2\pi a}\left(Z^{b2}(k)-Z^{b1}(k)\right)\sum_{q=-\infty}^{\infty}\dot{W}(n-qN_2,k)\end{aligned} \tag{68}$$

이 경우 연산자를 다음과 같이 정의하고, 원주방향

$$S_{N_1}\{A(n,k)\}=\frac{N_1}{2\pi a}\sum_{m=-\infty}^{\infty}A(n-mN_1,k) \tag{69}$$

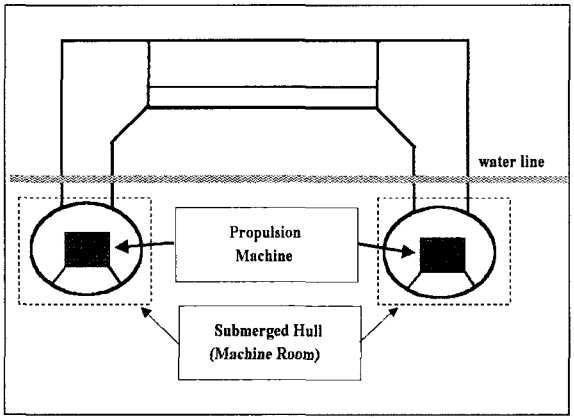
$$S_{N_2}\{A(n,k)\}=\frac{N_2}{2\pi a}\sum_{q=-\infty}^{\infty}A(n-qN_2,k) \tag{70}$$

보강재에 적용한 방식을 그대로 적용하면, 원통쉘의 반경방향속도는 다음과 같이 표현된다.

$$\begin{aligned}\dot{W}(n,k) &= Y(n,k)\left[F(n,k)-Z^{b1}(k)\frac{S_{N_1}\{Y(n,k)F(n,k)\}}{1+Z^{b1}(k)S_{N_1}\{Y(n,k)\}}\right. \\ &\left.-\frac{Z^{b2}(k)-Z^{b1}(k)}{1+Z^{b1}(k)S_{N_1}\{Y(n,k)\}}\left(\frac{1}{N_s}\sum_{q=0}^{N_s-1}\frac{S_{N_1}\{Y(n-qN_2,k)F(n-qN_2,k)\}}{1+Z^{b1}(k)S_{N_1}\{Y(n-qN_2,k)\}}\right)\right. \\ &\left./\left(1+\frac{Z^{b2}(k)-Z^{b1}(k)}{N_s}\sum_{q=0}^{N_s-1}\frac{S_{N_1}\{Y(n-qN_2,k)\}}{1+Z^{b1}(k)S_{N_1}\{Y(n-qN_2,k)\}}\right)\right]\end{aligned} \tag{71}$$

2.2 수치해석을 통한 선체 전달함수 모델링

그림 2에 본 연구의 대상인 SWATH 선체의 개략적인 형상을 나타내었다. 몰수선체의 중앙부에서 선미쪽으로 위치한 곳에 주요 소음원인 추진장비가 강결합(rigid mounting) 방식으로 탑재되어 있다. 표 1과 표 2에 추진장비실을 모델링하기위한 원통쉘 및 보강재의 제원을 각각 나타내었다. 실제 추진장비실의 단



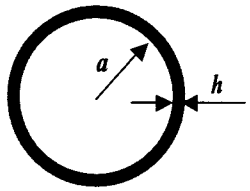
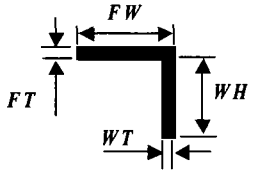
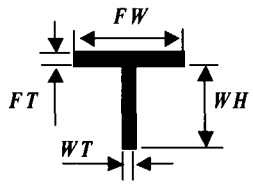
[그림 2] Schematic profile and section view of SWATH

[표 1] Properties of materials in analysis model

원통쉘 및 보강재 물성치			
E	탄성계수	2.0E11	N/m^2
η	등가 감쇠계수	0.001	-
ρ	질량 밀도	7850	kg/m^3
ν	프와송 비	0.3	-
해수 물성치			
ρ_0	해수 밀도	1013	kg/m^3
c_0	해수 음속	1500	m/s^2

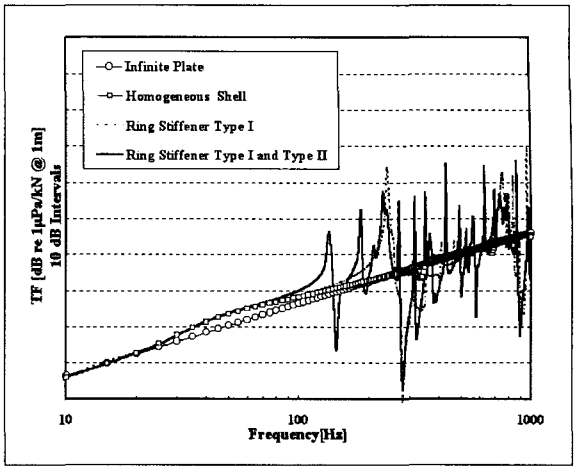
면형상은 몰수체의 중심부쪽은 타원형에 가깝고 선미쪽은 거의 완전한 원형으로 되어있으나 등가의 접수면적을 갖는 원통쉘로 모델링하였고, 표 2에 보는 바와 같이 T형 또는 L형 단면의 보강재를 등가의 관성모멘트를 갖는 직사각형 단면 보요소로 모델링하였다. 원통쉘 내부의 수직 가진력에 대하여 원주방향 보강재 Type Ⅰ 및 Type Ⅱ로 보강된 경우와 종방향 보강재 Type Ⅰ 및 Type Ⅱ로 보강된 경우에 대하여

[표 2] Parameters of Shell and Stiffeners (unit:mm)

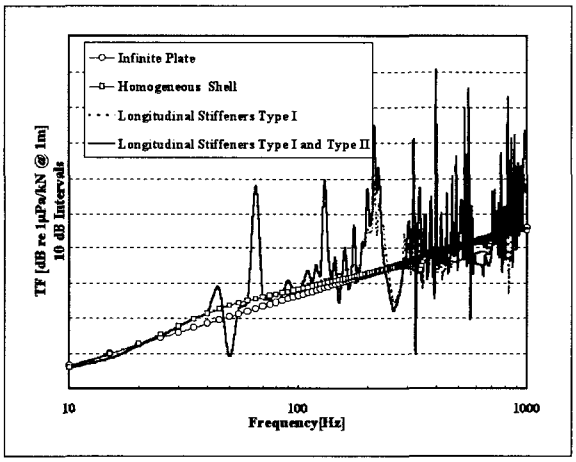
무한 원통쉘		수치 모델
		h/a=0.004 (등가접수 원통쉘)
원주방향/종방향 보강재 Type I		등가보요소
	WT=10 FT=12 WH=200 FW=90	b=*WT*=10 heff=268 d=600 N1:32(EA)
원주방향/종방향 보강재 Type II		등가보요소
	WT=10 FT=12 WH=400 FW=150	b=*WT*=10 heff=503 D=1800 N2:8(EA)

수중 방사음압의 크기를 계산하고, 보강재가 없는 무한 원통쉘(homogeneous cylindrical shell)의 수중방사 특성과 비교를 통하여 각 방향 보강재의 영향을 검토하였다. 이 장의 모든 수중 방사 음압의 수치계산의 결과는 $1kN$ 의 가진력에 대한 $1\mu Pa$ 을 기준으로 한 음압 수준으로 원통쉘의 중심에서 $1m$ 떨어진 지점의 음압 수준으로 환산하여 나타내었다.

그림 3과 그림 4에 동일한 두께를 갖는 무한 평판, 보강재를 갖지 않는 무한 원통쉘, 원주방향 보강재 Type Ⅰ만 가질 경우 및 원주방향 보강재 Type Ⅰ, Type Ⅱ 둘 다 가질경우의 무한 원통쉘, 그리고 종방향 보강재 Type Ⅰ만 가질 경우 및 종방향 보강재 Type Ⅰ, Type Ⅱ 둘 다 가질 경우의 무한 원통쉘



[그림 3] Transfer function of infinite cylindrical shell reinforced with ring stiffeners



[그림 4] Transfer function of infinite cylindrical shell reinforced with longitudinal stiffeners

에 대한 수중 방사음압의 특성을 각각 비교하여 나타내었다.

그림 3에서 원주방향 보강재 Type Ⅰ만 있는 경우, 240Hz 근처에서 음압수준의 피크를 보이는데 이러한 피크성분은 접수영향으로 다음 조건을 만족하는 주파수 의 약 20퍼센트 감소한 주파수에서 발생한다[2].

$$k_f = n(2\pi / d) \tag{72}$$

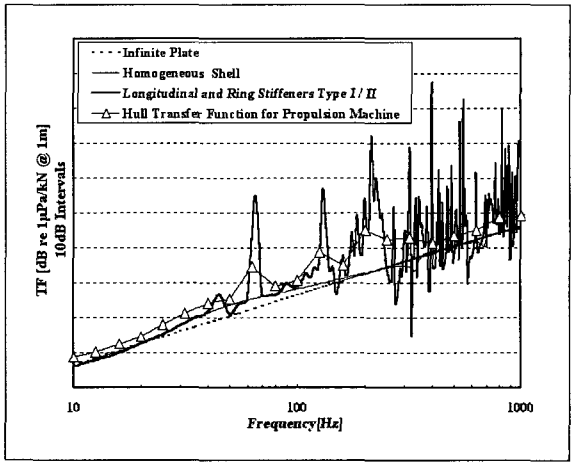
여기서 k_f는 유체 효과를 고려하지 않을 때 평판의 굽힘파 파수이고, n는 정수이다. 주파수가 증 가하면서 보강재에 의한 산란(scattering) 및 쉘의 공진으로 피크성분이 계속적으로 나타난다.

그림 3에서 원주방향 보강재 Type Ⅰ 및 Type Ⅱ 두 가지 모두 있는 경우, 피크가 나타나는 주파수가 Type Ⅰ만 있을 경우 보다 낮은 주파수에서 첫번째 피크를 보이는데, 이것은 Type Ⅰ에 비하여 간격이 3배 더 넓은 Type Ⅱ의 영향으로 파악된다.

그림 4에서 종방향 보강재의 경우, Type Ⅰ만 있을 경우 약 210Hz에서 피크를 보이고 이 대역에서 음향 에너지 방사가 크게 나타나고 있다. Type Ⅰ 및 Type Ⅱ가 모두 있는 경우 원주방향과 마찬가지로 피크 성분이 나타나는 주파수가 낮아짐을 보이는데, 피크현상이 60Hz 근처의 저주파수에서 보강재의 영향이 나타나고 있다.

모든 보강재를 갖는 경우, 식 (67) 및 식 (71)에서 괄호안의 두번째 항은 각 보강재에 의한 쉘의 반경방향 속도에 대한 기여인자로서, 이 두가지의 인자를 각각 독립적이라 가정하여 비보강 무한 원통쉘의 반경방향 속도 계산식에 선형적으로 고려하여 원주방향 및 종방향 보강재를 갖는 무한 원통쉘의 반경방향 속도를 계산하고 식 (63)을 이용하여 수중방사소음 수준을 수치적으로 구하였다.

원주방향 및 종방향 보강재를 고려한 수치해석결과에서는 주파수가 증가하면서 과도한 피크성분이 나타나지만, 이것은 무한 원통쉘에 주어진 수직 단위 하중에 대한 특정 관측지점에서의 음압을 나타내므로 전체 방위 및 고주파수 대역에서 음압의 위상각의 왜곡(distortion) 등을 고려하면 고주파수대역에서 방사에너지는 평균화된다[6]. 따라서 실제적인 방사특성은 전체적인 에너지 평균의 개념에서 모델링 되어야 한다.



[그림 5] Transfer function modeling of Propulsion Machine Room through the numerical results

본 연구 대상인 추진장비실 몰수선체는 약 340Hz의 Ring frequency를 갖는다. 20Hz에서 Ring frequency 이하까지의 주파수대역에서 보이는 과도한 피크 성분들은 주로 보강재의 영향으로 파악된다. 이 대역은 기계류 소음원의 토널 성분이 주로 나타나는 대역과 대응하는 주파수 영역으로 전달함수 모델링에서 가장 중요한 대역이다. 전달함수의 피크값을 그대로 반영할 경우, 그 대역에서 탑재기계류의 가진력성분이 지배적이지 않으면 과도한 예측 수준을 보일 가능성이 높으므로 수치결과의 과도한 피크성분은 적절히 보정되어야 한다.

그림 5에 추진장비실 선체 전달함수를 나타내었다. 그림 5에 보이는 추진장비에 대한 몰수선체 전달함수는 다음과 같이 결정되었다. 종방향 및 원주방향 보강재 Type Ⅰ, Type Ⅱ 모두를 갖는 무한 원통쉘의 수치전달함수로부터 30Hz 이상에서 Ring frequency 이하의 주파수대역에서는 과도한 피크값은 에너지평균의 측면에서 피크를 보이는 주파수밴드로 방사에너지의 피크대역을 평균하고, 각 1/3옥타브밴드의 방사

에너지 크기를 각 밴드의 밴드폭으로 평균하여 전달함수를 결정하였고, 나머지 주파수 대역에서는 비보강 무한 원통쉘의 전달함수에서 전체적으로 최대치 개념에서 예측하기 위하여 3dB를 보정하여 결정하였다.

다음 장에서는 선체전달함수 및 추진장비의 진동수준을 이용하여 수중 방사 소음의 기여도를 예측하였으며, 측정결과와 비교하였다.

3. 수중방사 특성 해석

선체 전달함수를 이용한 전달함수 기법은 저주파수 대역(1kHz이하)에서의 기계류 소음원의 기여도를 분석하는데 주로 사용되는 기법이다. 전달함수 기법은 탄성 마운트를 이용한 탑재 장비(resiliently mounted machinery) 및 강결합 장비(rigidly mounted machinery) 어느 쪽이나 모두 적용 가능한 기법이다. 본 연구의 관심 대상인 추진장비는 강결합 장비이므로 여기서는 강결합 장비에 대한 전달함수 기법으로 추진장비의 진동에 의한 수중방사소음 수준을 예측하였다. 강결합 장비에 대한 선체 전달함수 기법은 다음과 같다.

장비의 진동에 의해 선체에 전달되는 힘을 추정하기위해서 장비 지지구조(Seating)를 지지대의 강성(Seating Stiffness)을 갖는 마운트(mount)로 가정한다. 장비와 지지대의 결합체가 굽힘파를 발생시키지 않는 저주파 대역에서는 장비와 지지대의 결합체를 강체 운동으로 간주되어 단순한 질량-마운트 모델로 가정하여 선체의 한 점에 작용하는 점 가진력(point force)으로 모델링 할 수 있다. 주파수가 증가하여 장비 및 지지대의 결합체가 굽힘파 거동을 보이기 시작하면 지지대의 길이 방향으로 여러 지점에서 작용하는 점 가진력으로 생각될 수 있고, 이때 가진점의 개수는 굽힘파의 파수(wave number)에 의해서 결정되는데 이는 주파수의 제곱근에 비례한다[6,7]. 본 연구에서는 굽힘파의 거동을 보이기 시작하는 주파수 f_b를 25Hz로 가정하였고[6,7], 건조단계에서 추진장비의 지지대 강성(Seating Stiffness)을 임팩트 해머 테스트(Impact Hammer Test)를 통하여 측정하였다. 양쪽 지지대에서 길이 방향으로 각각 5 지점에서 측정하여 평균값에 해당되는 113dB를 지지대의 강성으로 선정하였다. 굽힘파 거동을 고려한 선체 전달력을 구하기 위한 지지대의 강성 K(dB re $1kN/m$)를 다음과 같이 모델링하였다.

$$K = 113 + 10\log(f/f_b)^{1/2} \cdot H(f - f_b) \tag{73}$$

여기서 H는 Heaviside Unit Step Function이다. 식(73)과 같은 강성을 갖는 질량-마운트 시템으로 가정하면 선체 전달력 L_F(dB re $1kN$)는 다음과 같이 표현된다.

$$L_F = (L_a - 40\log(f) - 132) + K + 10\log(3) \tag{74}$$

여기서, L_a는 탑재 장비의 가속도 수준(dB re $10^{-5} m/s^2$), $-40\log(f)-132$는 장비의 진동 수준을 가속도 단위에서 변위 단위로 환산하기 위한 것이고, $10\log(3)$은 세 방향의 힘을 고려하기 위한 것이다.

이상과 같이 장비의 가속도 수준으로부터 선체에 전달되는 힘을 산출하면 다음의 식 (75)와 같이 선체 전달함수를 이용하여 장비의 진동에 의한 수중방사소음의 수준 L_P(dB re $1\mu Pa/kN$ @1m)을 예측할 수 있다.

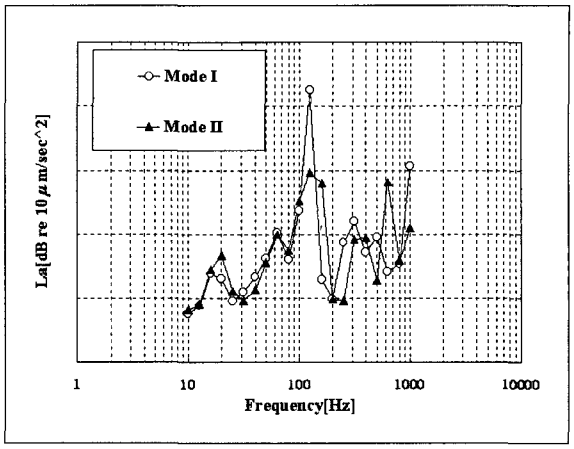
$$L_P = TF + L_F + 10\log(N_m) \quad (75)$$

여기서 TF는 전달함수, N_m은 장비의 대수이다.

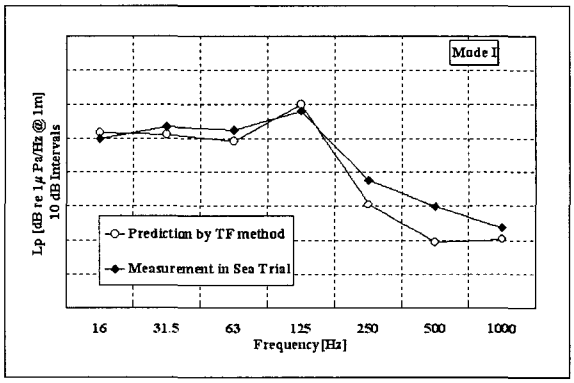
그림 6에 두가지 추진 모드(Mode I/II)의 회전수(RPM)에서 추진장비의 진동수준을 1/3옥타브 밴드 레벨로 나타내었고, 그림 7과 그림 8에 전달함수 기법을 적용한 추진장비의 진동에의한 예측 수준과 실제 측정한 수중 방사소음 수준을 비교한 결과를 1/1옥타브 1Hz 밴드 레벨로 나타내었다. 측정결과는 추진장비를 비롯한 실제 기동시 작동하는 모든 장비가 작동하는 상태에서의 수준을 나타낸다. Mode Ⅰ의 경우 중심주파수 16, 31.5, 63, 125 및 1000Hz에서 Mode Ⅱ의 경우16, 31.5, 63, 125및 500Hz에서의 음향 방사에너지는 추진장비에 의한 기여도가 지배적임을 보인다. Mode Ⅰ/Ⅱ에서 500 및 1000Hz 대역 성분의 기여도의 변화를 볼 수 있는데, 이것은 그림 6의 진동수준을 살펴보면 200Hz 이상에서 진동의 피크성분의 변화로 파악된다. Mode Ⅰ에서 250Hz 및 500Hz 대역, 그리고 Mode Ⅱ에서 250Hz 및 1000Hz 대역의 방사소음은 추진장비가 아닌 다른 소음원의 영향으로 나타나는 것으로 추정된다.

Mode Ⅰ의 125Hz 대역에서 예측이 측정보다 높은 수준을 보이나 그 차이는 5dB 이내로 측정 및 예측의 오차를 고려하면 허용범위 이내로 판단된다.

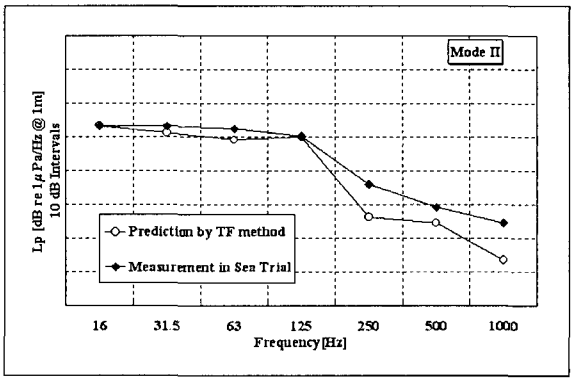
이상으로 예측결과 및 측정결과와의 비교를 통하여 추진장비의 진동에 의한 기여도를 파악할 수 있으며, 특히 피크를 보이는 주파수 대역에서 진동 성분은 수중방사소음 수준을 지배하고 있음을 확인할 수 있다. 따라서, 본 연구에서 모델링한 SWATH몰수선체의 전달함수는 방사소음 수준예측에 충분한 신뢰성을 보장하고, 소음수준 저감을 위한 주요소음원 파악에 유용한 기법으로 사용되어질 수 있다고 판단된다.



[그림 6] Vibration Level of Propulsion Machine



[그림 7] Predicted and Measured Radiated Noise Level



[그림 8] Predicted and Measured Radiated Noise Level

4. 결 론

본 논문에서는 SWATH 선의 주요 소음원인 몰수선체 내부에 탑재되는 추진장비의 진동에 의한 수중방사소음 기여도를 전달함수 기법을 이용하여 예측하였고, 실제 해상에서 기동중 측정결과와 비교 · 검토하였다.

무한 원통쉘의 수중방사특성에 대한 종방향 또는 원주방향 보강재의 영향을 각각 수치적으로 해석하고, 수중 방사소음 예측의 실제 적용시 무한 보강 원통쉘 전달함수의 수치적인 피크값을 그대로 반영해서는 과도한 예측수준을 나타낼 가능성이 높으므로 실제적인 선체의 수중 방사특성을 고려하여 SWATH 선의 선체 전달함수를 모델링하였다.

본 연구에서는 수치 전달함수의 피크 수준, 밴드폭 및 선체의 경험적 방사특성 등을 고려하여 선체 전달함수를 결정하였고, 최종적으로 결정된 선체 전달함수를 이용한 추진장비의 방사소음 예측 수준은 추진장비의 진동 특성이 지배적으로 나타나는 저주파수 대역에서 실제 해상에서 측정된 수준과 5dB 이내의 오차수준을 나타내었다. 이로부터 본 연구의 대상 SWATH선의 저주파수 대역 수중 방사소음은 몰수선체에 위치한 추진장비의 진동에 의한 영향이 지배적임을 알 수 있고, 전달함수 기법은 소음원 파악 및 방사소음 수준 예측에 유용하게 활용될 수 있음을 확인하였다.

종방향 및 원주방향 보강재를 모두 가질 경우, 무한 보강 원통쉘의 수중 방사특성은 쉘의 반경방향 변위, 종방향 및 원주방향 보강재에 의한 반발력이 모두 연성이 되어 수치적인 해석이 상당히 어려울 것으로 보이며, 이에 대하여서는 지속적인 연구가 필요하다.

참 고 문 헌

[1] Court B. Burroughs, 1983, "Acoustic radiation from fluid-loaded infinite cylindrical shell with doubly periodic ring supports", J. Acoust. Soc. Am. 75. 715~721(1984).

[2] Court B. Burroughs and J. Eric Hallander, 1983, "Acoustic radiation from fluid-loaded, ribbed cylindrical shells excitede by different types of concentrated mechanical drives", J. Acoust. Soc. Am. 91. 2721~2739(1992).

[3] S.-H. Choi, J. D. Achenbach and T. Igus, "The effect of periodically attached substructures on the excitation of submerged cylindrical shells", J. Sound Vib. 177(3). 379~392(1994).

[4] W. Soedel, "Vibration of Shells and Plates", Chap. 4, Macel Dekker, Inc., 1981.

[5] Migual C. Junger and David Feit, "Sound, Structures, and Their Interaction", Chap. 7, ASA, 1993.

[6] BAE SYSTEM "LPX Stealth Design, Underwater Radiated Noise Design Criteria", YD1484/URN/TR.A1/v1, 2000.

[7] BAE SYSTEM "KDX-II Stealth Design, Radiated Noise Signature Design Guidelines", YD1184/URN/N3/v1, 1997.